

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-70756

(P2002-70756A)

(43)公開日 平成14年3月8日(2002.3.8)

(51) Int.Cl.
F 04 C 15/04
2/10

識別記号
3 1 1
3 4 1

F I
F 04 C 15/04
2/10

テマコト*(参考)
3 1 1 B 3 H 0 4 1
3 4 1 E 3 H 0 4 4

審査請求 未請求 請求項の数4 OL (全7頁)

(21)出願番号 特願2000-257490(P2000-257490)

(22)出願日 平成12年8月28日(2000.8.28)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地

(74)上記1名の代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣

(71)出願人 000000011

アイシン精機株式会社
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

(74)上記1名の代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

(72)発明者 伊藤 慎一郎

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

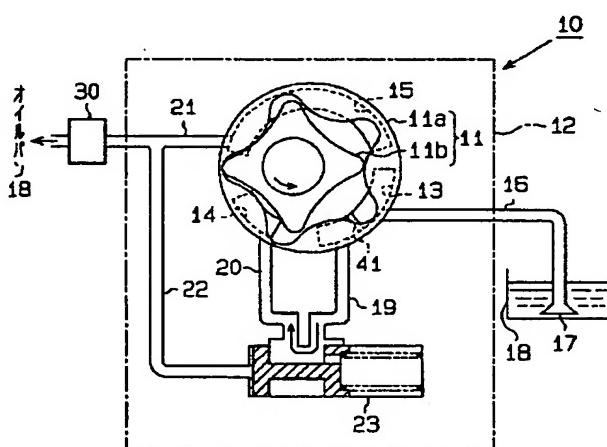
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 可変容量型オイルポンプ

(57)【要約】

【課題】エンジン等の動力装置の回転速度に応じたオイル吐出量の増大度合いを可変とすべく複数の吸入ポートが設けられる場合であれ、それら吸入ポート、特にオイル供給通路に接続される吸入ポートでの圧力脈動を好適に抑制することのできる可変容量型オイルポンプを提供する。

【解決手段】このオイルポンプは、車載エンジンの回転速度に応じてオイル吐出量の増大度合いを可変にするための第1の吸入ポート13及び第2の吸入ポート14を備える。第1の吸入ポート13には、オイルパン18からのオイルを供給する供給通路16と、吐出ポート15からのオイルの吐出圧力に応じて同吐出されたオイルの一部を還流する通路19とがそれぞれ接続される。第1の吸入ポート13内には、供給通路16の開口側と通路19の開口側との間を半仕切りするリブ41が設けられる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】動力装置の回転速度に応じたオイル吐出量の増大度合いを可変とすべく複数の吸入ポートを有し、それら吸入ポートの少なくとも1つにオイル源からのオイル供給通路が接続されるとともに、吐出ポートからのオイルの吐出圧力に応じて同吐出されたオイルの一部が前記吸入ポートに還流される可変容量型オイルポンプにおいて、

前記オイル供給通路に接続されている吸入ポートに還流されるオイルの圧力を調圧する調圧手段を備えることを特徴とする可変容量型オイルポンプ。

【請求項2】前記調圧手段が前記オイル供給通路に接続されている吸入ポートへのオイルの還流を制限する絞り手段である請求項1記載の可変容量型オイルポンプ。

【請求項3】前記絞り手段が前記オイル供給通路に接続されている吸入ポートに対応してその前記オイル供給通路側と前記オイルが還流される側との間を半仕切りするようにハウジングに設けられたリップである請求項2記載の可変容量型オイルポンプ。

【請求項4】前記リップが前記吸入ポートとしてのオイル吸入効率を維持して且つ前記還流されるオイルの圧力脈動を抑制し得る高さに形成されてなる請求項3記載の可変容量型オイルポンプ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジン等の動力装置の回転速度に応じたオイル吐出量の増大度合いを可変とする可変容量型オイルポンプに関する。

【0002】

【従来の技術】従来、この種のオイルポンプとしては、例えば特開平11-280667号公報に記載されたものが知られている。以下、このオイルポンプの概略構成及び動作態様について、図6～図10を参照して説明する。

【0003】図6に示されるように、このオイルポンプ10は、周知のトロコイドタイプのポンプ本体11を有する。このポンプ本体11は、トロコイド曲線で規定される内歯を有するアウターロータ11aと、同じくトロコイド曲線で規定される外歯を有するインナーロータ11bとを備えている。そして、このインナーロータ11bがその駆動軸の回転（エンジンの回転）に伴って回転し、この回転に伴ってインナーロータ11bの外歯が次々にアウターロータ11aの内歯に入り込むことで、アウターロータ11aも同じ方向に回転する構造となっている。これら両ロータ11a, 11b間の回転に伴って、同ロータ間の各間隙の容積は拡大と縮小とを繰り返すようになる。

【0004】一方、上記ポンプ本体11はハウジング12内に収容され、その内部で上記両ロータ11a, 11bが回転する。そして、このハウジング12において、上記両ロータ11a, 11bの回転に伴ってそれらロー

タ間の間隙の容積が拡大する部分の1つには、供給通路16及びストレーナ17を介してオイルパン18内に連通される第1の吸入ポート13が設けられている。また、同ハウジング12において、同じく上記両ロータ11a, 11bの回転に伴ってそれらロータ間の容積が拡大する部分のもう一方には、通路19及び通路20を介して上記第1の吸入ポート13に連通される第2の吸入ポート14が設けられている。すなわち、上記ロータ間の間隙の容積の拡大に伴い、これら各吸入ポート13, 14を通じて、オイルパン18内のオイルがポンプ本体11に吸入されるようになる。

【0005】また、同じくハウジング12内において、上記ロータ間の間隙の容積が縮小する部分には吐出ポート15が設けられている。同吐出ポート15には、吐出通路21を介して、例えば可変バルブタイミング機構等の油圧駆動機器、あるいは潤滑対象機器からなる各種機器30が連通されている。すなわち、上記ロータ間の間隙の容積の縮小に伴い、この吐出ポート15を通じてポンプ本体11内のオイルが吐出され、この吐出されたオイルが上記吐出通路21を通じて上記各種機器30に供給されるようになる。

【0006】なお、上記吐出通路21は途中で分岐されており、この分岐された部分には、制御弁23を介して上記通路19及び通路20に接続される還流通路22が設けられている。制御弁23は、この還流通路22内のオイルの圧力に応じて、同通路22や上記各通路19, 20間の連通態様を、切り替える弁である。

【0007】具体的には、以下の（イ）～（二）に示す各態様にて、それら各通路19, 20, 22の連通態様の切り替えが行われる。

（イ）還流通路22内のオイルの圧力が低い低回転域：この領域では同図6に示されるように、上記通路19と通路20とが連通されるとともに、これら両通路19, 20と上記還流通路22との間の連通が遮断される。すなわちこの場合、吐出されたオイルは各吸入ポート13, 14には還流されず、各吸入ポート13, 14を通じて吸入されたオイルが全て各種機器30に供給されるようになる。従って、図10に領域（イ）として示されるように、ポンプ本体11の回転速度（エンジンの回転速度）に対するオイル吐出量の増大速度が高まるようになる。

【0008】（ロ）還流通路22内のオイルの圧力がやや高い中間回転域前半：この領域では図7に示されるように、通路19、通路20、及び還流通路22の全てが連通される。すなわちこの場合には、吐出されたオイルが両吸入ポート13, 14のそれぞれに還流されるようになる。従って、図10に領域（ロ）として示されるように、ポンプ本体11の回転速度に対するオイル吐出量の増大速度はごく低くなる。

【0009】（ハ）還流通路22内のオイルの圧力がや

や高い中間回転域後半：この領域では図8に示されるように、通路20と還流通路22とが連通されるとともに、これら両通路20, 22と上記通路19との連通が遮断される。すなわちこの場合、吐出されたオイルが第2の吸入ポート14に還流されるとともに、第1の吸入ポート13のみにてオイルが吸入されるようになる。従って、図10に領域(ハ)として示されるように、上記領域(イ)ほどではないにしろ、エンジンの回転速度に対するオイル吐出量の増大速度は高まるようになる。

【0010】(二) 還流通路22内のオイルの圧力が高い高回転域：この領域では図9に示されるように、通路19、通路20、及び還流通路22の全てが連通され、吐出されたオイルが両吸入ポート13, 14のそれぞれに還流されるようになる。従って、図10に領域(二)として示されるように、ポンプ本体11の回転速度に対するオイル吐出量の増大速度はごく低くなる。

【0011】このような態様で上記各通路19, 20, 22の連通態様が切り替えられることにより、ポンプ本体11の回転速度に対するオイル吐出量の増大度合いが可変となり、例えば可変バルブタイミング機構等、エンジンの低回転域においても所要の油圧駆動能力が望まれる機器に対しても、エンジンの始動直後から十分なオイルの供給が可能となる。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】ところで、こうした可変容量型のオイルポンプは通常、オイルを吸入する吸入ポートが上述のように2つ設けられるために、上記各通路(19, 20, 22)の連通態様によっては、それら2つのポート間でオイルの圧力に大きな脈動が生じることがある。

【0013】特に、上記従来のオイルポンプ10にあって、通路19、20、及び22の全てが連通される上記(口)及び(二)の状態のときには、第2の吸入ポート14に脈動を伴って吸入されるオイルや、還流通路22から同じく脈動を伴って還流されるオイルが制御弁23を介して第1の吸入ポート13に流れ込むため、この第1の吸入ポートでは、上記供給通路16を介して吸入されるオイルと、これら流れ込むオイルとが干渉し、その圧力脈動も自ずと大きなものとなる。そして、このような圧力脈動は、ポンプ本体11によるオイル吸込効率の低下を招く原因となる。

【0014】一方、上記供給通路16において、その先端に設けられるストレーナ17は通常、オイルパン18の底面にごく近い部分で開口されるかたちとなる。また、オイルパン18は薄い鋼板で形成されることが多い。このため、上記第1の吸入ポート13で上記のような大きな圧力脈動が生じると、これがストレーナ17の開口部まで伝達され、オイルパン18の底面を同期的に押圧することによる異音の発生を招くようになる。

【0015】本発明は、こうした実情に鑑みてなされた

ものであって、その目的は、エンジン等の動力装置の回転速度に応じたオイル吐出量の増大度合いを可変とすべく複数の吸入ポートが設けられる場合であれ、それら吸入ポート、特にオイル供給通路に接続される吸入ポートでの圧力脈動を好適に抑制することのできる可変容量型オイルポンプを提供することにある。

【0016】

【課題を解決するための手段】以下、上記目的を達成するための手段及びその作用効果について記載する。まず、請求項1に記載の発明は、動力装置の回転速度に応じたオイル吐出量の増大度合いを可変とすべく複数の吸入ポートを有し、それら吸入ポートの少なくとも1つにオイル源からのオイル供給通路が接続されるとともに、吐出ポートからのオイルの吐出圧力に応じて同吐出されたオイルの一部が前記吸入ポートに還流される可変容量型オイルポンプにおいて、前記オイル供給通路に接続されている吸入ポートに還流されるオイルの圧力を調圧する調圧手段を備えることをその要旨とする。

【0017】上記構成によれば、吐出ポートから吸入ポートに還流されるオイルの圧力脈動を調圧手段によるオイル圧力の調圧を通じて抑制することができる。このため、吸入ポート内において、上記還流されるオイルの圧力脈動と、オイル源から吸入されるオイルの圧力脈動との干渉に起因して大きくなる圧力脈動を抑制することができるようになる。従って、動力装置の回転速度に応じたオイル吐出量の増大度合いを可変とすべく複数の吸入ポートが設けられる場合であれ、それら吸入ポート、特にオイル供給通路に接続される吸入ポートでの圧力脈動を好適に抑制することができるようになる。

【0018】また、請求項2記載の発明は、請求項1記載の可変容量型オイルポンプにおいて、前記調圧手段が前記オイル供給通路に接続されている吸入ポートへのオイルの還流を制限する絞り手段であることをその要旨とする。

【0019】上記構成によれば、調圧手段として、オイルの還流を制限する絞り手段を設けるといった簡易な構成で、吐出ポートから吸入ポートに還流されるオイルの圧力脈動を抑制することができるようになる。

【0020】また、請求項3記載の発明は、請求項2記載の可変容量型オイルポンプにおいて、前記絞り手段が前記オイル供給通路に接続されている吸入ポートに対応してその前記オイル供給通路側と前記オイルが還流される側との間を半仕切りするようにハウ징ングに設けられたリブであることをその要旨とする。

【0021】上記構成によれば、吸入ポートに還流されるオイルの圧力脈動の抑制を、ハウ징ングにリブを設けるといった極めて簡易な構成により実現することができるようになる。

【0022】また、請求項4記載の発明は、請求項3記載の可変容量型オイルポンプにおいて、前記リブが前記

吸入ポートとしてのオイル吸入効率を維持して且つ前記還流されるオイルの圧力脈動を抑制し得る高さに形成されてなることをその要旨とする。

【0023】吸入ポート内に設けられるリブの高さを高く設定するほど、すなわちその絞り度合いを大きく設定するほど、還流されるオイルの圧力脈動が抑制されるようになる。その反面、この絞り度合いが過度に大きく設定されると、吸入ポートとしてのオイル吸込効率が低下するようになる。この点、上記構成によれば、こうした還流されるオイルの圧力脈動の抑制と、吸入ポートとしての吸込効率の維持との好適な両立を図ることができるようになる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明にかかる可変容量型オイルポンプの一実施の形態について、図1～図5を参照して説明する。なお、図1において、先の図6に例示したオイルポンプと同一の要素についてはそれぞれ同一の符号を付して示しており、それら要素についての重複する説明は割愛する。また、その基本的な動作様も、先の図6～図10に例示した通りである。

【0025】さて、本実施の形態にかかるオイルポンプにあっては、図1にその概略構成を示すように、第1の吸入ポート13内において、オイルを還流する通路19側と、前記オイルパン18からオイルを供給する供給通路16側との間に、オイルの往来を制限する絞り手段としてのリブ41が設けられている。

【0026】図2に、このリブ41が設けられるポンプハウジング40の具体構造を示し、以下、この図2を参照して、同リブ41の配設様を詳細に説明する。同図2に示されるように、このポンプハウジング40において、前記ポンプ本体11の回転に伴ってその両ロータ間の容積が拡大する部分には、前記第1の吸入ポート13及び第2の吸入ポート14がそれぞれ各別に設けられている。そして、同両ロータ間の容積が縮小する部分に前記吐出ポート15が設けられている。すなわち前述のように、ポンプ本体11の回転に伴い上記第1の吸入ポート13及び第2の吸入ポート14から同ポンプ本体11内に吸入されたオイルが吐出ポート15及び吐出通路21を介して各種機器30に吐出される構造になっている。

【0027】一方、ポンプハウジング40においては、前記制御弁23(図1)と上記各ポート13, 14, 15のそれぞれとが各別に連通される様で、上記第1の吸入ポート13には通路19が、第2の吸入ポート14には通路20が、吐出ポート15には還流通路22がそれぞれ形成されている。そして、還流通路22内の油圧に基づく制御弁23の切り替え位置に応じて、前記(イ)～(二)の態様にて、これら各通路19, 20, 22の連通態様が切り替えられる(図6～図10参照)。

【0028】なお、前記ハウジング12は、上記ポンプハウジング40と、同ポンプハウジング40の開口を塞ぐように設けられるカバーハウジング(図示略)とにより構成される。そして、このカバーハウジングにおいては、上記ポンプハウジング40の同図2中のB部にあたる部分に前記供給通路16(図1)が連通されており、同供給通路16及び前記ストレーナ17(図1)を介して、オイルパン18内のオイルが第1の吸入ポート13内に吸入される。なお、第1の吸入ポート13内においては、その一端部に上記通路19が開口されるとともに、その他端部に上記供給通路16の開口が位置している。

【0029】さて、こうした構造のポンプハウジング40にあって、上記リブ41は、第1の吸入ポート13内の、上記通路19の開口側と供給通路16の開口側との間を、

・リブ41とポンプ本体11とが対向する部分においては、これらリブ41とポンプ本体11との間に間隙W(図3参照)を残しつつ半仕切りにする。

・それ以外の部分においては、完全に仕切る。といった様で形成されている。また、このリブ41は、上記ポンプ本体11とリブ41との間隙Wが、還流されるオイルの圧力脈動の抑制とオイルポンプとしての吸入効率の維持との両立が図られる寸法に設定されている。なお、これら還流されるオイルの圧力脈動の抑制とオイルポンプとしての吸入効率の維持との両立を図る上では、上記間隙Wを2mmに設定することが望ましいことが発明者等によって確認されている。

【0030】こうしたリブ41を上記ポンプハウジング40に形成することにより、上記第1の吸入ポート13内では、通路19の開口側及び供給通路16の開口側間においてオイルが上記間隙Wを通じて往来するようになる。従って、この間隙Wによる絞り効果によって、オイルの往来が規制されるようになり、特に、上記通路19, 20, 及び22の全てが連通される前記(口)及び(二)の状態(図7、図9)のときには、上記通路19から還流されるオイルの圧力脈動と、供給通路16を介して供給されるオイルの圧力脈動との干渉が抑制されるようになる。すなわち、第1の吸入ポート13内において、これら圧力脈動の干渉に起因して大きくなる圧力脈動が、ポンプハウジングにリブを設けるといった極めて容易な構成によって、抑制されるようになる。また、同第1の吸入ポート13内における圧力脈動が抑制するために、オイルパン18の底面の変形に伴う異音についても低減されるようになる。

【0031】図4及び図5に、従来のポンプハウジングを用いたオイルポンプと、上記リブ41が形成されたポンプハウジング40を用いた同実施の形態にかかるオイルポンプとについて、各々実験にて得られたストレーナ部における圧力脈動を参考までに示す。なお、図4には

従来のオイルポンプにおける圧力脈動幅を示し、図5には本実施の形態のオイルポンプにおける圧力脈動幅を示している。

【0032】これら図4及び図5を対比して明らかなように、上記リブ41が設けられていない従来のオイルポンプにあっては、エンジンの回転速度が2000～2500回転／分であるとき(図4中のC部)に圧力脈動のピークが顕著に現れるが、上記リブ41が設けられた本実施の形態にかかるオイルポンプにおいては、こうした圧力脈動が大幅に緩和されていることが判る(図5中のC'部)。

【0033】以上説明したように、本実施の形態によれば、以下に記載する効果が得られるようになる。

(1) 第1の吸入ポート13内に絞り手段であるリブ41を設けたことで、同第1の吸入ポート13内に還流されるオイルの圧力脈動と、オイルパン18から供給されるオイルの圧力脈動との干渉に起因して大きくなる圧力脈動を抑制することができるようになる。従って、動力装置の回転速度に応じたオイル吐出量の増大度合いを可変とすべく複数の吸入ポートが設けられる場合であれ、それら吸入ポート、特にオイル供給通路に接続される吸入ポートでの圧力脈動を好適に抑制することができるようになる。

【0034】(2) また、第1の吸入ポート13に還流されるオイルの圧力脈動の抑制を、ハウジングにリブを設けるといった極めて簡易な構成により実現することができるようになる。

【0035】(3) また、上記ポンプ本体11とリブ41との間隙Wが、還流されるオイルの圧力脈動の抑制とオイルポンプとしての吸入効率の維持との両立が図られる寸法となるようにリブ41の高さを設定したため、これら還流されるオイルの圧力脈動の抑制とオイルポンプとしての吸入効率の維持との好適な両立が図られるようになる。

【0036】(4) また、ポンプ本体11とリブ41との間隙Wを2mmに設定したことで、これら還流されるオイルの圧力脈動の抑制とオイルポンプとしての吸入効率の維持との両立が更に好適に図られるようになる。

【0037】(5) また、こうしたオイルポンプを車載エンジンに搭載することで、エンジン始動時における各種機器30の動作に必要なオイル吐出量を確保した上で、前述した異音の発生等も好適に抑制することができるようになる。

【0038】なお、上記実施の形態は、以下のように変更して実施することもできる。

- ・上記実施の形態では、リブ41を、第1の吸入ポート13内における通路19の開口側と供給通路16の開口側との間において、ポンプ本体11とリブ41とが対向する部分では間隙Wを残しつつ半仕切りにし、その他の部分では完全に仕切るように形成したが、これとは逆

に、ポンプ本体11とリブ41とが対向する部分では完全に仕切り、その他の部分では間隙Wを残しつつ半仕切りするように形成してもよい。要は、通路19の開口側と供給通路16の開口側との間を半仕切りにして、上記通路19を通じた同第1の吸入ポート13へのオイルの還流を制限することのできる態様であれば、どのような態様でリブを設けるようにしてもよい。

【0039】・また、通路19の開口側と供給通路16の開口側との間を完全に仕切るようにリブを形成するとともに、上記間隙Wに代えて、同リブに貫通孔を設けたり、あるいは絞りを設けたりするようにしてもよい。

【0040】・上記実施の形態では、第1の吸入ポート13内にリブ41を設けるようにしたが、通路19内にリブや絞りを設けてもよい。

・上記実施の形態では、第1の吸入ポート13内にリブ41を設けることで、同第1の吸入ポート13に還流されるオイルの圧力脈動を調圧するようにしたが、同第1の吸入ポートや通路19に制御弁やアブソーバを設ける等して、還流されるオイルの圧力脈動を調圧するようにしてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明にかかる可変容量型オイルポンプの一実施の形態を示す概略構成図。

【図2】同実施の形態に用いられるポンプハウジングの平面構造を示す平面図。

【図3】図2のA-A線に沿った断面構造を示す断面図。

【図4】エンジン回転速度とストレーナ部における圧力脈動幅との関係を示すグラフ。

【図5】エンジン回転速度とストレーナ部における圧力脈動幅との関係を示すグラフ。

【図6】可変容量型オイルポンプについてその一例を示す概略構成図。

【図7】同オイルポンプに採用されている制御弁の動作態様を説明するための説明図。

【図8】同オイルポンプに採用されている制御弁の動作態様を説明するための説明図。

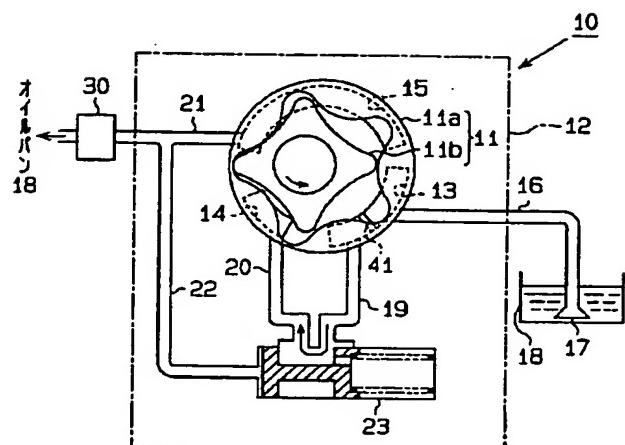
【図9】同オイルポンプに採用されている制御弁の動作態様を説明するための説明図。

【図10】ポンプ本体の回転速度とオイル吐出量の増大速度との関係を示すグラフ。

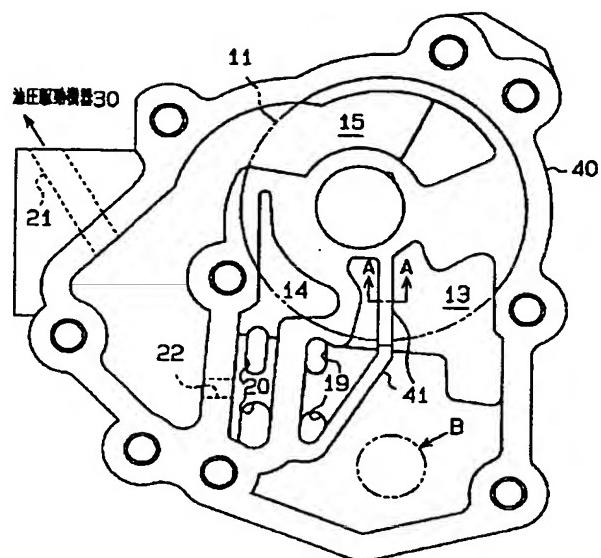
【符号の説明】

10…オイルポンプ、11…ポンプ本体、11a…アウタロータ、11b…インナロータ、12…ハウジング、13…第1の吸入ポート、14…第2の吸入ポート、15…吐出ポート、16…供給通路、17…ストレーナ、18…オイルパン、19、20…通路、21…吐出通路、22…還流通路、23…制御弁、30…各種機器、40…ポンプハウジング、41…リブ。

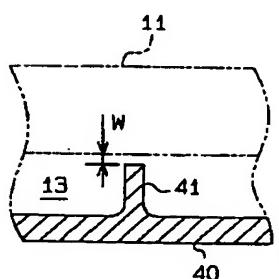
【図1】



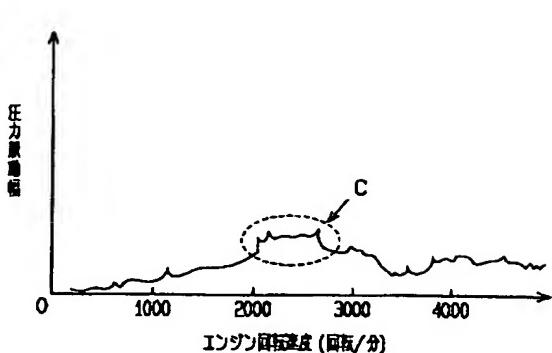
【図2】



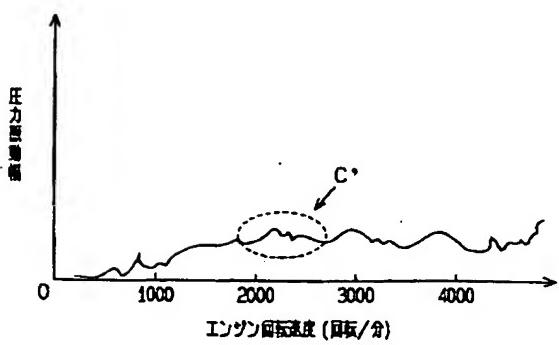
【図3】



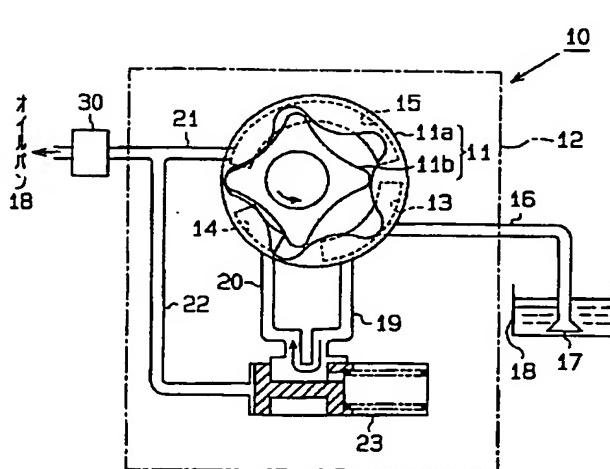
【図4】



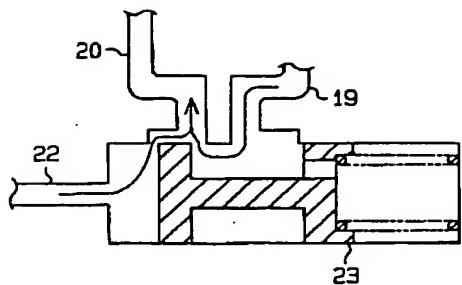
【図5】



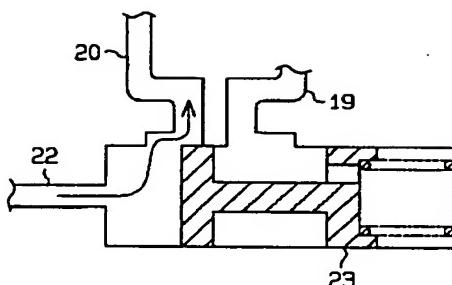
【図6】



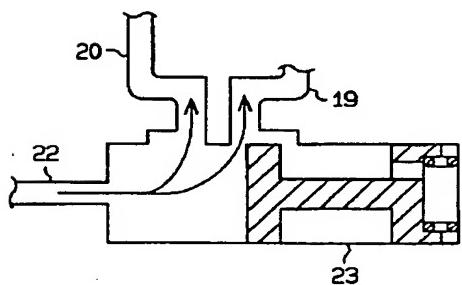
【図 7】



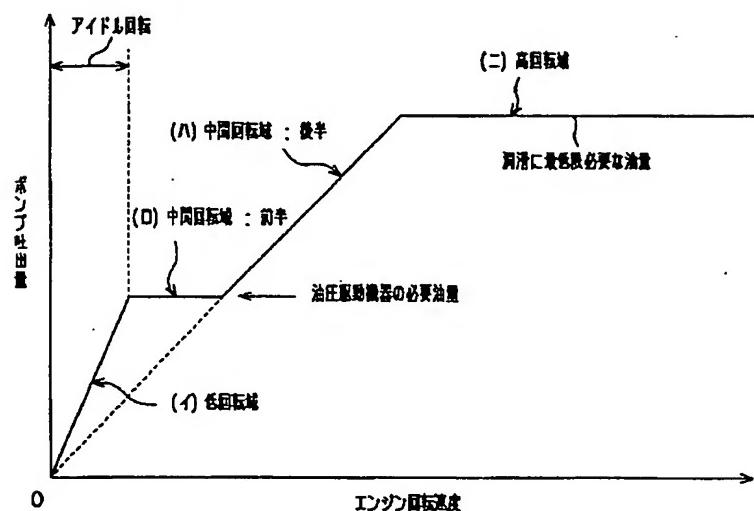
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(72) 発明者 小野 寿

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機 株式会社内

F ターム (参考) 3H041 AA02 BB04 CC11 CC22 DD12
 DD13 DD14 DD17 DD18 DD38
 3H044 AA02 BB08 CC11 CC23 DD12
 DD13 DD15 DD16 DD28 DD43